

# Ingénierie système et modélisation hydroacoustique appliquées aux composants hydrauliques de puissance

**A. MAILLARD<sup>a,b</sup>, E. NOPPE<sup>a</sup>, B. EYNARD<sup>a</sup>, X. CARNIEL<sup>b</sup>**

- a. Université de Technologie de Compiègne, Laboratoire Roberval UMR CNRS 7337,  
CS 60319, 60203 Compiègne Cedex, France, [arnaud.maillard@utc.fr](mailto:arnaud.maillard@utc.fr),  
[eric.noppe@utc.fr](mailto:eric.noppe@utc.fr), [benoit.eynard@utc.fr](mailto:benoit.eynard@utc.fr)
- b. Centre technique des industries mécaniques (Cetim), 52 Avenue Félix-Louat, CS  
80067, 60304 Senlis Cedex France, [Arnaud.Maillard@cetim.fr](mailto:Arnaud.Maillard@cetim.fr),  
[xavier.carniel@cetim.fr](mailto:xavier.carniel@cetim.fr)

## Résumé :

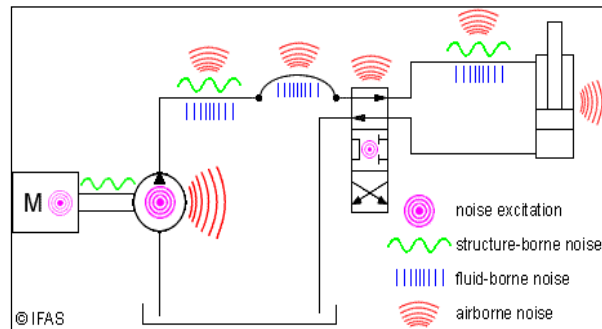
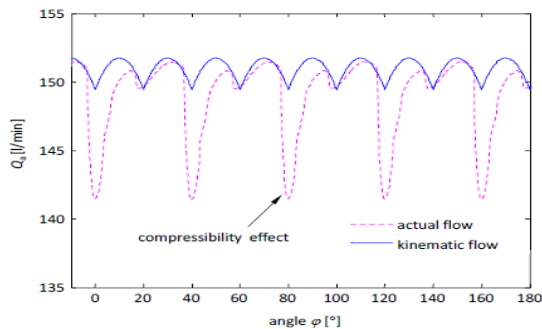
*Les moyens numériques pour la modélisation et la simulation dont la montée en puissance est allée de pair avec celle de l'ordinateur prennent une place de plus en plus importante dès le début du processus de développement du cycle en V d'un système ou d'un produit. L'utilisation de la simulation numérique dans le milieu industriel au cours du processus de développement peut avoir plusieurs intérêts tels que l'aide au dimensionnement d'un système, la vérification d'un dimensionnement, la comparaison entre plusieurs solutions mais aussi pour la phase de validation. En effet, elle permet un gain sur les coûts et les délais en permettant soit de s'affranchir de prototypes physiques soit en permettant d'atteindre les spécifications du système dès la réalisation du premier prototype physiques par l'utilisation de prototypes virtuels.*

*L'utilisation des systèmes hydrauliques est largement répandue pour les engins mobiles Off-Road et On-Road pour sa réputation de technologie mature fournissant une puissance massique inégalable. Ce type de technologie possède néanmoins deux inconvénients identifiés qui sont l'efficacité énergétique et le bruit généré lors du fonctionnement. Dans ce contexte, notre travail s'oriente sur l'analyse, la modélisation et la simulation d'un ensemble de composants constituant une transmission hydraulique en prenant en compte les pulsations de débit et de pression (phénomènes hydroacoustiques). Ainsi, notre projet de recherche est focalisé sur la modélisation du bruit fluide dans une transmission hydrostatique. Le but de cet article est d'effectuer un premier état de l'art des connaissances dans ce domaine ainsi que des perspectives de ces travaux avec les verrous à lever.*

**Mots clefs : Ingénierie Numérique, Model-Based Systems Engineering,  
Simulation Système, Analyse Hydroacoustique, Hydraulique de Puissance**

# 1 Introduction

L'utilisation des systèmes hydrauliques est largement répandue pour les engins mobiles Off-Road et On-Road. C'est une technologie mature et fournissant une puissance massique inégalable. Ce type de solution possède néanmoins deux inconvénients identifiés : l'efficacité énergétique et le bruit généré lors du fonctionnement. Dans les systèmes hydrauliques, le bruit est essentiellement généré par la pompe hydraulique dont le débit présente par conception un caractère pulsatoire dû à la variation cinématique et l'effet de compressibilité de l'huile (Figure 1). Le bruit est alors transmis par le fluide, les composants mécaniques et l'air ambiant selon la hiérarchisation représentée sur la figure 2 :



**Figure 1: Variation de débit de la pompe**

**Figure 2: Source de bruits dans un circuit hydraulique**

Cette composante de débit pulsé mise en regard d'un circuit de résistance non nulle (impédance) génère des pulsations de pression qui se propagent dans tout le circuit. L'assemblage des composants pour former un circuit complet (pompe, tuyauteries hydrauliques, distributeurs, actionneurs...) peut, s'il est mal conçu ou dimensionné, véhiculer et même amplifier ces pulsations de pression générées par la source. Enfin, ces variations de pression génèrent des variations d'efforts aux interfaces et donc potentiellement du bruit.

Aujourd'hui, la maîtrise des aspects hydroacoustiques qui permet d'améliorer les performances acoustiques des systèmes hydrauliques part souvent d'une approche empirique corrective au cas par cas à partir de la réalisation de prototypes. Les outils de modélisation et de simulation, ayant la capacité de prendre en compte les phénomènes acoustiques pour un système hydraulique complet étant rares voire quasi-inexistants, ne permettent pas d'atteindre les solutions optimales sans avoir eu recours à la réalisation de prototype. Nos travaux de recherche s'inscrivent dans une problématique de modélisation et simulation des phénomènes hydroacoustiques ainsi que de leurs propagations appliquées aux composants hydrauliques de puissance. Une attention particulière sera portée sur les variables et attributs (grandeurs fonctionnelles et physiques) que devront être fournis après chaque simulation pour différentes raisons :

- Permettre la modélisation des réponses vibroacoustiques de l'environnement du système hydraulique soit par co-simulation avec un autre logiciel possédant la modélisation vibroacoustique de l'environnement soit en intégrant les résultats obtenus lors des simulations dans des formules mathématiques de prédiction acoustique de l'environnement.
- Permettre de pouvoir comparer les phénomènes hydroacoustiques en fonction de plusieurs configurations du système hydraulique sans forcément avoir recours à une modélisation vibroacoustique de l'environnement du système
- Pouvoir s'intégrer dans les outils utilisés en ingénierie système du type MBSE (Model Based System Engineering) pour la gestion des résultats des simulations, la vérification des résultats obtenus par rapport aux spécifications du système hydraulique, etc.

Les travaux abordés dans cet article présentent au premier paragraphe un premier état de l'art de ce qui est réalisé pour la modélisation hydroacoustique ainsi que de l'intégration dans des outils d'ingénierie système. Nous consacrerons ensuite le deuxième paragraphe à l'analyse de l'état de l'art afin d'identifier les verrous à lever pour notre cas d'étude. Enfin le dernier paragraphe conclut cet article et donne les perspectives de notre projet de recherche.

## 2 Etat de l'art

Les logiciels de modélisation/simulation 0D/1D ne permettent pas de modéliser un circuit complet en prenant en compte les phénomènes hydroacoustiques. Quelques composants prenant en compte ces phénomènes sont bien présents mais ne concernent pas toujours le domaine des transmissions hydrostatiques. En effet, l'utilisation de ce type de logiciel étant répandue dans le domaine de l'automobile, nous pouvons trouver des composants prenant en compte ces phénomènes pour des cas très spécifiques à ce domaine (modélisation de l'écoulement dans les injecteurs...). Pour les transmissions hydrostatiques, seuls quelques composants prennent en compte les phénomènes hydroacoustiques :

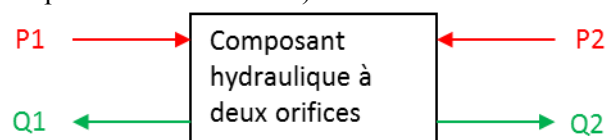
- Les capacités et les accumulateurs dont leurs formules analytiques représentant leur comportement permettent une bonne détermination de leur impédance.
- Les tuyaux rigides en utilisant les méthodes suivantes : Finite Element Method (FEM), Lumped Element Method (LEM), CFD1D.

La physique de la propagation des ondes de pression dans un tube rigide est connue et fait l'objet d'une norme générique (ISO 15086-1) et fait appel à la notion d'impédance  $-Z$  définie dans le domaine fréquentiel comme suit :

$$Z(s) = \frac{P(s)}{Q(s)}$$

Avec  $P$  la pulsation de pression,  $Q$  la pulsation de débit et  $s$  la variable de Laplace

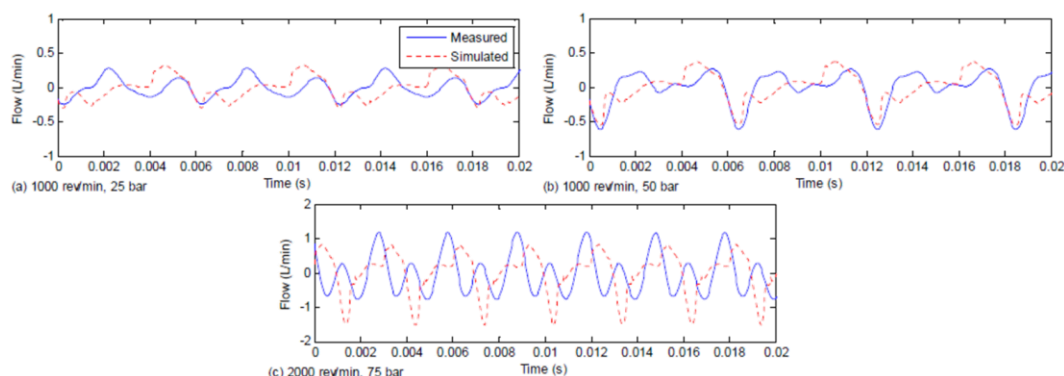
La mesure d'impédance d'un composant qu'il soit actif (Norme ISO 10767 Part 1 et 2) ou passif (Norme ISO 15086-3) se base sur la théorie de propagation des ondes de pression dans les tubes rigides. Cela implique d'insérer dans le banc d'essai de caractérisation de l'impédance d'un composant hydraulique d'un ou de plusieurs tube(s) rigide(s) (selon le nombre d'orifice du composant testé) comportant chacun au minimum 2 capteurs de pression dynamiques dont l'espacement entre chaque capteur dépend de la plage de mesure souhaitée. Un troisième capteur est nécessaire si l'on souhaite mesurer la vitesse du son dans l'huile dans le cas où l'on ne connaît pas parfaitement ses caractéristiques. Les pulsations de pression mesurées sont ensuite introduites dans les formules mathématiques décrivant la propagation des ondes de pression dans un tube rigide afin d'en déterminer les termes de la matrice d'admittance  $Y$  qui est l'inverse de l'impédance. En effet, les caractéristiques hydroacoustiques dans le domaine fréquentielles d'un composant sont exprimées sous forme matriciel (cas d'un composant à deux orifices):



$$\begin{bmatrix} Q1 \\ Q2 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} A & B \\ C & D \end{bmatrix}}_Y * \begin{bmatrix} P1 \\ P2 \end{bmatrix}$$

Comme énoncé dans l'introduction, la source des phénomènes hydroacoustiques est la pompe hydraulique (Cf. Figure 1). Il est donc primordial de modéliser avec un bon niveau de confiance ces phénomènes pour ce composant afin de pouvoir assurer une bonne prise en compte de la propagation de ces pulsations de débit/pression dans tout le système hydraulique. La modélisation d'un tel composant peut se faire selon plusieurs méthodes :

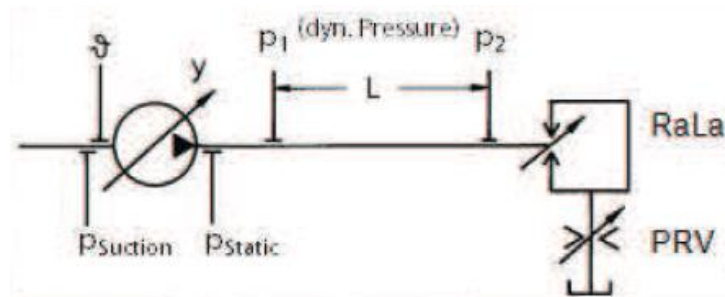
- La première consiste à déterminer les pulsations de débit par des formules analytiques qui nécessite alors de posséder des plans de conception de la pompe afin de pouvoir déterminer le débit en sortie de pompe en fonction de sa vitesse d'entraînement, des fuites volumétriques (qui nécessite de connaître les ajustements), de la pression aux orifices de la pompe.... Cette méthode est utilisée par Zanetti Rocha et al. [1] appliquée à une pompe à palettes pour une direction assistée. La modélisation et la simulation des pulsations de débit de la pompe ont été effectuées sous Matlab/Simulink. Les résultats de leur modèle ont été comparés par rapport à des mesures effectuées sur un banc d'essai de la pompe. Malheureusement, les résultats du modèle ne parviennent pas à prédire avec un bon niveau de confiance les pulsations de débit. On remarque malgré tout sur la Figure 3a et 3b que la forme des pulsations de débit est raisonnablement semblable aux mesures effectuées sur cette pompe pour des vitesses de rotation de la pompe inférieure à 1000 Tr/min. Au-delà, la pulsation de débit prédit par le modèle ne correspond pas aux mesures (Figure 3c).



**Figure 3 a, b et c: Comparaison du modèle par rapport aux mesures sur banc de la pompe (Graphiques tirés de l'article [1])**

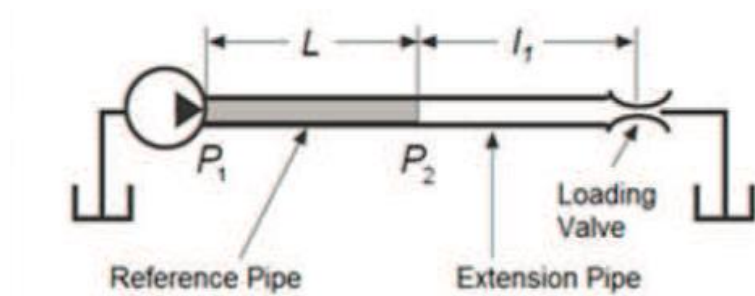
- Une deuxième méthode consiste à modéliser complètement la pompe dans un logiciel de modélisation/simulation (AMESim, Modélica...) à partir des différents composants disponibles dans les différentes bibliothèques hydrauliques. Comme pour la méthode précédente, il est nécessaire d'avoir les données géométriques de tous les composants où circule le fluide
- Une troisième méthode consiste à modéliser la pompe en faisant intervenir des données provenant de mesures de caractérisation d'impédance et de débit pulsé. Cette méthode est illustrée par Heiko Baum et al. [2]. Pour cela, il est nécessaire de passer la pompe hydraulique sur deux bancs d'essai distincts. Le premier banc permet de mesurer les pulsations de débit de la pompe. Afin de mesurer ces pulsations de débit, un tube rigide droit possédant deux capteurs de pression dynamique est connecté à la pompe testée à un orifice et à une combinaison d'orifices et de volumes à l'autre orifice. La combinaison d'orifices et de volumes est ajustée afin d'interdire toute réflexion (« transmission anéchoïque ») des

pulsations de pression traversant le tube rigide. Derrière cette combinaison se trouve un limiteur de pression réglable afin d'ajuster la valeur de la pression statique de fonctionnement. La configuration du banc d'essai est montrée à la figure suivante :



**Figure 4: Configuration du banc d'essai pour la caractérisation des pulsations de débit d'une pompe (Figure tirée de [2])**

A partir de ces mesures est extraite la pulsation de débit en fonction de la vitesse d'entraînement de la pompe et de la différence de pression à ses orifices sous forme tabulée. Le deuxième banc permet quant à lui de déterminer l'impédance de la pompe en mesurant les pulsations de pression dans un tube rigide connecté à la pompe hydraulique et à un autre tube rigide. Les mesures sont effectuées pour deux longueurs différentes pour le deuxième tube rigide afin d'avoir deux impédances différentes pour la résolution des équations pour la détermination de l'impédance de la pompe. Ci-dessous un schéma de la configuration du banc d'essai :



**Figure 5: Configuration du banc d'essai pour la caractérisation de l'impédance de la pompe (Figure tirée de [2])**

L'impédance mesurée est ensuite introduite dans le modèle par la modélisation et le paramétrage d'un tube quart d'onde. Le modèle de pompe créé est ensuite inséré dans deux circuits, le premier dans un modèle représentant le premier banc d'essai (mesures sans réflexion de l'onde de pression) et le deuxième dans la configuration du deuxième banc d'essai. Les résultats obtenus par ces deux modèles ont été comparés avec les mesures réalisées sur les deux bancs d'essai afin de voir le niveau de prédiction du modèle. Ces comparaisons ont mises en évidence une bonne corrélation des caractéristiques hydroacoustiques du modèle de pompe par rapport aux mesures (en terme de pulsation de débit ainsi que d'impédance) jusqu'à une fréquence de 2000 Hz.

De nombreuses études portent sur la modélisation hydroacoustique dans le but d'une utilisation dans le domaine temporel appliquées aux tuyaux rigides qui ont permis d'établir 5 méthodes différentes ayant chacune leurs avantages et inconvénients.

Michail I. Soumelidis et al. [3] compare quatre méthodes parmi les cinq que voici :

- Method of Characteristics (MOC). Cette méthode permet de passer des équations de continuité et de bilan de la quantité de mouvement (équations de Navier-Stokes) aux équations différentielles ordinaires pour la détermination de la propagation des pulsations de pression dont la vitesse de propagation étant celle du son dans les deux sens le long du tuyau. Cette méthode consiste à diviser le tuyau en plusieurs éléments dont la propagation de pression et de débit est calculée à chaque nœud séparant deux éléments pour chaque pas de temps. Les frottements dans le tuyau sont pris en compte par le biais d'une valeur de frottement statique qui est bien défini et d'une valeur de frottement dynamique dépendant de la fréquence qui fait l'objet de nombreuses études pour sa détermination. Ce frottement est calculé à chaque nœud le long du tuyau et à chaque pas de temps. Le temps de calcul de cette méthode peut être diminué par deux manières différentes tout en gardant une erreur de modélisation raisonnable. La première solution consiste à prendre en compte les frottements dynamiques dépendant de la fréquence seulement à la fin du tuyau alors que la deuxième prend en compte les deux types de frottement (dynamique et statique) uniquement à la fin du tuyau. Ces deux solutions ont permises un gain de temps respectivement de 77,4% et 87,2% pour une détérioration des performances faible sur la prédiction des pulsations de pression.
- Modal Approximation (MA). La dynamique de la transmission du fluide dans un tuyau peut être exprimée par l'équation matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Z_0 Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\cosh(\Gamma)} & -\frac{Z \sinh(\Gamma)}{Z_0 \cosh(\Gamma)} \\ \frac{Z_0 \sinh(\Gamma)}{Z \cosh(\Gamma)} & \frac{1}{\cosh(\Gamma)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Z_0 Q_2 \end{bmatrix}$$

Où  $\Gamma$  est un opérateur de propagation et  $Z$  les caractéristiques d'impédance du tuyau. Ces grandeurs sont exprimées dans le domaine fréquentiel. La méthode MA consiste à approximer les trois fonctions de transfert de la matrice 2x2 pour permettre la modélisation dans le domaine temporel. De nombreuses études portant sur les approximations de ces trois fonctions de transfert ont été réalisées dont celle appelées RPTFA pour Rational Polynomial Transfer Function Approximation qui permet d'avoir une excellente prédiction des pulsations de pression mais nécessite une manipulation délicate car elle peut engendrer des oscillations autour de la valeur exacte

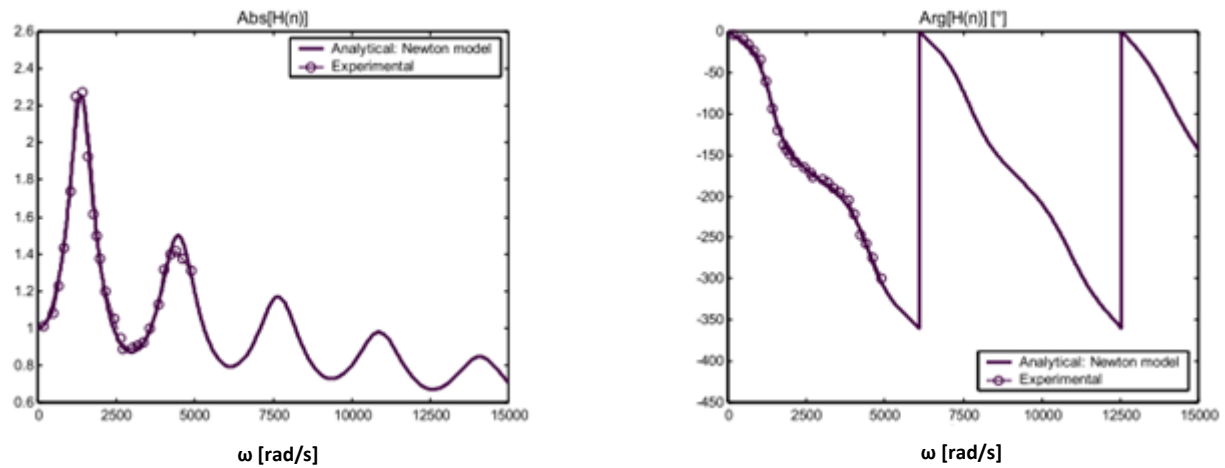
- Transmission Line Model (TLM). Méthode similaire à MOC à la différence où il n'y a pas de discrétisation du tuyau. Seules les variables à l'entrée et à la sortie du tuyau sont calculées.
- Finite Element Method (FEM). Cette méthode consiste à modéliser un tuyau comme un enchaînement d'éléments RLC.

Johnston N. [4] propose deux méthodes supplémentaires en plus des méthodes présentées précédemment que voici :

- Lumped Element Method (LEM). Méthode semblable à la méthode FEM
- Corrected Transmission Line Model. Johnston N. [4] fait apparaître des lacunes sur la méthode TLM dans certaines situations. Ces lacunes ont été identifiées comme provenant d'une mauvaise prise en compte de l'effet capacitif et inertiel de l'huile. L'amélioration de la méthode TLM dans cet article s'est penchée sur la correction de l'effet capacitive. Grâce à cette meilleure prise en compte, cette méthode permet de prédire les pulsations de pression avec un bon niveau de confiance pour la plupart des cas. En effet, l'erreur sur la modélisation

inertielle étant toujours présente, provoque une erreur potentiellement importante sur la prédiction des pulsations de pression pour la modélisation d'un amortisseur de Helmholtz par exemple où l'inertie du fluide est prédominant.

Pour certaines méthodes expliquées précédemment, il est nécessaire de déterminer la valeur de frottement dynamique dépendant de la fréquence. Giuseppe Catania and Silvio Sorrentino [5] propose plusieurs expressions pour la détermination du frottement dynamique en modifiant l'équation de la viscoélasticité du fluide afin de faire apparaître des équations différentielles d'ordre non entier. Les résultats ont été comparés aux valeurs du frottement dynamique obtenues expérimentalement. Le frottement dynamique prédit est proche des mesures jusqu'à une fréquence modeste de 800 Hz. Ci-dessous la comparaison :



**Figure 6: Comparaison du frottement dynamique dépendant de la fréquence obtenue par calcul avec la valeur obtenue expérimentalement. Gauche : Amplitude et droite : Angle (Figures tirées de [5])**

Les méthodes présentées précédemment permettent de modéliser le comportement hydroacoustique dans le domaine temporel par le biais d'approximation des frottements. Cependant, une autre méthode applicable à tout type de composant hydraulique (actif comme passif) pour la modélisation hydroacoustique peut être effectuée à partir de la détermination de la matrice d'impédance/admittance dans le domaine fréquentiel dont les termes de cette matrice peuvent être obtenus soit par des expressions analytiques dans le domaine fréquentiel à partir des caractéristiques physiques du composant (géométrie...) soit à partir de mesures effectuées sur un banc d'essai suivant la norme ISO 10767 Part 1 et 2 pour les pompes et moteurs (composants actifs) et ISO 15086-3 pour les composants passifs. Cette méthode a l'avantage d'uniformiser le paramétrage des différents composants.

La principale difficulté pour l'application de cette méthode réside dans le fait que le renseignement des matrices d'impédances/admittances se fait dans le domaine fréquentiel pour une application dans des logiciels de modélisation/simulation (AMESim, Modélica...) travaillant dans le domaine temporel. La mise en place de cette méthode nécessite donc une technique de passage du domaine fréquentiel au domaine temporel.



Pour les tubes rigides, trois méthodes pour le passage du domaine fréquentiel au domaine temporel est évoqué par Wayne J. Book and Cody Watson [8] :

- Time Domain Combination-Analytical Conversion (TDC-AC). Cette méthode dont une approximation faite est de considérer une faible viscosité de l'huile est basée sur la réécriture du rapport B en un rapport de deux produits infinis. B est une grandeur intervenant dans le calcul de l'impédance Z et de l'opérateur de propagation  $\Gamma$  dans l'expression matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} P_2 \\ Z_0 Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\cosh \Gamma} & -\frac{Z \sinh \Gamma}{Z_0 \cosh \Gamma} \\ \frac{Z_0 \sinh \Gamma}{Z \cosh \Gamma} & \frac{1}{\cosh \Gamma} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ Z_0 Q_2 \end{bmatrix}$$

La nouvelle expression de B, qui est injectée dans Z et  $\Gamma$ , permet de calculer l'approximation suivante :

$$\frac{1}{\cosh(\Gamma)} = \sum_{i=1}^k \left[ \frac{r_i}{\bar{s} + p_i} + \frac{r_i^*}{\bar{s} + p_i^*} \right] = \sum_{i=1}^k \left[ \frac{a_i \bar{s} + b_i}{\bar{s}^2 + 2\zeta_i \omega_i \bar{s} + \omega_i^2} \right]$$

Une approximation similaire est effectuée pour  $1/\sinh(\Gamma)$ .

- Time Domain Combination-Numerical Conversion (TDC-NC). Cette méthode consiste à déterminer les pôles  $p_i$  de la formule présentée précédemment en résolvant les équations suivantes :  $\cosh(\Gamma) = 0$  et  $\sinh(\Gamma) = 0$ .
- Frequency Domain Combination-Numerical Conversion (FDC-NC). Cette méthode nécessite que chaque modèle de composant modélisé s'échange des données en fréquentielles et en temporelle. L'échange des données fréquentielles entre tous les composants connectés entre eux permet de pouvoir déterminer la matrice d'impédance ou d'admittance d'une ligne à plusieurs tubes rigides différents qui sera ensuite envoyée à la méthode numérique de passage du domaine fréquentiel au temporel (Méthode de passage utilisée pour TDC-NC)

Afin de pouvoir modéliser un circuit complet, il est nécessaire d'étendre ces trois approches pour le passage du domaine fréquentiel au domaine temporel pour tous les composants hydrauliques.

Ceci peut être fait en utilisant le « Vector fitting » [6] [7] pour effectuer le passage du domaine fréquentiel au temporel pour tous les composants. Le passage du domaine fréquentiel au domaine temporel s'effectue par la transformation d'un vecteur  $f(s)$  contenant les données fréquentiels d'un terme de la matrice d'impédance/admittance en une somme de N fonctions de transfert d'ordre 1 comme expliqué ci-dessous :

$$f(s) = \sum_{m=1}^N \frac{r_m}{s - a_m} + d + se$$

Avec :

- $r_m$  : résidu de la fonction de transfert à l'ordre m
- $s$  : variable de Laplace
- $a_m$  : pôle de la fonction de transfert à l'ordre m
- $d=e=0$  pour n'avoir que des termes de fonctions de transfert



Pour le cas des tuyaux rigides, il est possible de fixer ses paramètres pendant toute la simulation afin d'éviter le calcul à chaque pas de temps des résidus et des pôles des fonctions de transfert. En effet, la géométrie des tubes est constante (pas de déformation de la paroi) et la viscosité de l'huile peut aussi être fixée si l'on considère une simulation à une température constante de fonctionnement. Par contre, pour d'autres composants tels que les pompes et moteurs (à cylindrée variable ou non), les valves etc..., il n'est pas possible de fixer avant le début de la simulation les résidus et les pôles dès qu'il y a de potentielle changement de valeur des paramètres d'un composant à chaque pas de temps. Nous pouvons citer entre autres :

- Pour les moteurs et pompes : la variation de la cylindrée (dans le cas d'une cylindrée variable), de la pression de gavage, de sa vitesse d'entraînement...
- Pour les valves : La position de l'élément mobile (tiroir...) modifiant la section de passage du fluide entre ses bornes.
- Etc...

Par conséquent, l'approche du passage au temporel à chaque pas de temps pour le circuit hydraulique complet semble être le choix le plus judicieux du fait que le passage au temporel s'effectue sur une seule matrice (matrice du circuit complet) et non pas pour chaque composant. De plus, effectuer ce calcul à chaque pas de temps permet de bien prendre en compte les variations des impédances en fonction des différents changements de chaque composant hydraulique.

La conception d'un système complexe impliquant plusieurs domaines d'expertises nécessite d'utiliser des logiciels d'ingénierie système spécifiques pour la gestion de toutes les données générées par le projet. L'intérêt principal de la modélisation hydroacoustique est de pouvoir prédire dès la phase amont du cycle en V les performances acoustiques d'un système hydraulique en prenant en compte son environnement. Afin de pouvoir prendre en compte les zones d'interfaces entre le système hydraulique et son environnement, la simulation hydroacoustique d'un tel système devra fournir l'évolution de la pression aux différentes zones d'interfaces afin de pouvoir déterminer à ces zones les variations d'effort et donc du bruit engendré lors du fonctionnement. Pour cela une modélisation vibroacoustique de l'environnement du système hydraulique est nécessaire. Il est envisagé de laisser la possibilité d'effectuer des co-simulations du modèle hydroacoustique avec un autre logiciel pour la modélisation vibroacoustique. Cela nécessite de bien définir les variables et attributs (grandeurs fonctionnelles et physiques) d'échanges entre les modèles.

Une attention particulière sera portée sur l'intégration des modèles de modélisations et simulations dans les logiciels d'ingénierie système (type MBSE, EGDS<sup>2</sup> [9]) pour permettre de sauvegarder l'état de chaque modèle (liste du paramétrage des différents composants, résultats de simulations...) dans le but de permettre la vérification des résultats obtenus lors d'une simulation en fonction des spécifications du système complet (performances dynamiques, énergétiques, acoustiques...).

### 3 Analyse de l'état de l'art

Ci-dessous un tableau récapitulatif des avantages et inconvénients pour les différentes méthodes de modélisation des composants actifs (pompe et moteur) ainsi que de leur intérêt pour le projet de recherche :

Type de modélisation	Avantages	Inconvénients	Intérêt
Par formules analytiques	Pas de passage du domaine fréquentiel au temporel	Nécessite d'avoir les données géométriques ainsi que des ajustements (plan de conception, modèle CAO...) Difficulté de modéliser les fuites volumétriques Qualité de la prédiction des pulsations de pression/débit dépend du niveau de détail des formules analytiques	--
Par modélisation composant	Pas de passage du domaine fréquentiel au temporel Prédiction des pulsations potentiellement intéressant	Nécessite d'avoir les données géométriques (plan de conception, CAO...) Temps de simulation (nombre potentiellement important de variables explicites) Qualité de prédiction dépendant du détail de modélisation ainsi que des incertitudes des composants utilisés	-
Par données d'impédance et de pulsation de débit provenant de mesures (Cas article de Heiko Baum et al. [2].)	Pas de passage du domaine fréquentiel au temporel Bonne prédiction des pulsations de pression/débit	Nécessite la caractérisation de chaque pompe/moteur sur deux bancs d'essai	+
A partir de l'impédance mesurée selon la norme ISO 10767 Part 1 et 2	Bonne prédiction des pulsations de pression/débit	Passage du domaine fréquentiel au temporel Détermination de la matrice d'impédance par mesures sur banc d'essai Paramètres constants (viscosité constante...)	++

La méthode paraissant la plus simple pour la modélisation hydroacoustique d'un composant actif est celle nécessitant la caractérisation de l'impédance selon la norme 10767 Part 1 et 2 car elle ne demande pas d'entrer les caractéristiques géométriques de ce type de composant dont seul les fabricants détiennent ces informations. Le modèle 1D de la pompe développé par Heiko Baum [2] a l'avantage de pouvoir se passer du passage du domaine fréquentiel au domaine temporel mais a comme inconvénient majeur la nécessité d'utiliser deux bancs d'essai pour caractériser l'impédance et le débit pulsé.

Ci-dessous un tableau récapitulatif des avantages et inconvénients pour les différentes méthodes de modélisation appliquées au tuyau rigide ainsi que de leur intérêt pour le projet de recherche :

Type de modélisation	Avantages	Inconvénients	Intérêt
Method of Characteristics (MOC)	Temps de calcul Bonne prédiction des pulsations de pression/débit (selon choix pour la détermination du frottement dynamique) Données en temporel	Pas de temps fixe obligatoire Paramètres constants (viscosité constante...) Le choix du modèle de frottement dynamique influence sur le temps de calcul, la prédiction des pulsations Données en fréquentiel traitées en temporel par des approximations	+
Modal Approximation (MA)	Bonne voir très bonne prédiction des pulsations de pression/débit Données en temporel	Des oscillations peuvent survenir en fonction du solveur utilisé Temps de calcul Données en fréquentiel traitées en temporel par des approximations	++
Transmission Line Method (TLM)	Temps de calcul Bonne prédiction des pulsations de pression/débit Données en temporel	Prédiction variant fortement en fonction du type de détermination du frottement dynamique (frottement théorique décrit en fréquentiel) Imprécision sur les effets capacitifs et inductifs pouvant être problématique dans certaines situations Données en fréquentiel traitées en temporel par des approximations	+
Finite Element Method (FEM)	Compréhension simple Paramètres variants lors du fonctionnement (variation de la viscosité...) Données en temporel Complexité du paramétrage variable	Mauvaise prédiction des pulsations de pression/débit Présence possible d'oscillations non réalistes	--
Lumped Element Method (LEM)	Compréhension simple Paramètres variants lors du fonctionnement (variation de la viscosité...) Données en temporel Complexité du paramétrage variable	Mauvaise prédiction des pulsations de pression/débit Présence possible d'oscillations non réalistes	--

TLM Corrigé	Temps de calcul Bonne prédiction des pulsations de pression/débit Données en temporel	Prédiction variant fortement en fonction du type de détermination du frottement dynamique (frottement théorique décrit en fréquentiel) Données en fréquentiel traitées en temporel par des approximations	++
A partir des équations en fréquentiel de la norme ISO 15086-1	Physique de la propagation connue et fiable → Excellente prédiction des pulsations de pression/débit	Données en fréquentiel Paramètres constant (viscosité constante...)	++
A partir de l'impédance mesurée selon la norme ISO 15086-3	Méthode inutile car la détermination de l'impédance d'un composant se base sur les équations en fréquentiel d'un tube rigide		--

Dans le cas de la modélisation hydroacoustique d'un tube rigide, plusieurs méthodes permettent d'obtenir des résultats satisfaisants. La méthode de caractérisation de la matrice d'impédance ou d'admittance à partir des équations dans le domaine fréquentiel présentées dans la norme ISO 15086-1 étant la base du principe de détermination de l'impédance d'un composant, semble être la méthode la plus judicieuse. Cependant, la méthode Transmission Line Model ainsi que la méthode Modal Approximation sont aussi des alternatives valables.

Afin de permettre la modélisation hydroacoustique d'un circuit hydraulique, il est nécessaire d'étudier les lois régissant la propagation de pulsation/débit pour les composants principaux tels qu'une valve, un coude, un clapet, un flexible...

Les principaux verrous du programme de recherche sont :

- La mise en place de modèles prédictifs au bon niveau de confiance pour être intégrés au processus d'ingénierie système
- La définition de modèles à partir de mesures vibroacoustiques des composants
- Le passage du domaine fréquentiel au domaine temporel

Le verrou technique est lié à l'interface logicielle et au traitement du signal : capacité de passage du domaine fréquentiel au domaine temporel et création d'une bibliothèque de composants paramétrables et d'une interface de post-traitement.

## 4 Perspectives et conclusion

Le projet de recherche vise à intégrer les phénomènes physiques de génération et de propagation des pulsations de débit et de pression à des modèles numériques pour une gamme de composants hydrauliques essentiellement utilisés dans des transmissions hydrostatiques. Il s'agit donc d'identifier les lois physiques des matrices d'impédances pour chaque composant, actif ou passif. Ces modèles permettent ensuite une analyse de comportement en temporel (transitoire ou établi) et en fréquentiel. La méthode optimale pour la modélisation d'un circuit hydraulique complet prenant en compte les phénomènes hydroacoustiques semble être la caractérisation des termes de la matrice d'impédance/admittance de chaque composant en fréquentiel à partir des grandeurs géométriques ou

de données provenant de mesures sur banc d'essai. La méthode optimale de passage du domaine fréquentiel au temporel est la méthode FDC-NC (Frequency Domain Combination-Numerical Conversion) qui nécessite de calculer la matrice d'impédance/admittance du circuit complet en fonction de la matrice d'impédance/admittance de chaque composant et de passer les données de cette matrice du circuit complet au domaine temporel permettant de minimiser les erreurs d'approximations lors du passage du domaine fréquentiel au temporel. Une tel choix de modélisation permet une grande souplesse sur le paramétrage en laissant le choix entre un paramétrage selon les caractéristiques géométriques ou à partir de mesures tout en minimisant les erreurs d'approximations lors du passage du domaine fréquentiel au domaine temporel en effectuant ce passage sur une seule matrice représentant la matrice d'impédance/admittance du circuit complet.

Les modèles numériques devront permettre de s'interfacer avec un autre logiciel comportant la modélisation vibroacoustique de l'environnement du système hydraulique pour la prise en compte des performances acoustiques globales. Ils devront notamment pouvoir s'interfacer avec le logiciel utilisé par le Cetim pour effectuer la synthèse vibroacoustique d'un système. Cela nécessite d'identifier et définir les variables et attributs (grandeurs fonctionnelles et physiques) d'échanges entre les modèles numériques 0D/1D et le logiciel.

La synthèse acoustique correspond à une démarche de conception ou de diagnostic qui consiste à sous-structurer un système en composants bruyants ou vibrants et en voies de transfert afin de contrôler son comportement vibroacoustique. Chaque composant peut être décrit par des données expérimentales, numériques ou des formulations analytiques ou empiriques. L'approche admet la notion de sous-modèle, ce qui permettrait dans le cadre de ce projet de développer un modèle de composant hydraulique aujourd'hui manquant dans le dispositif et qui à terme viendra s'intégrer dans le système complet.

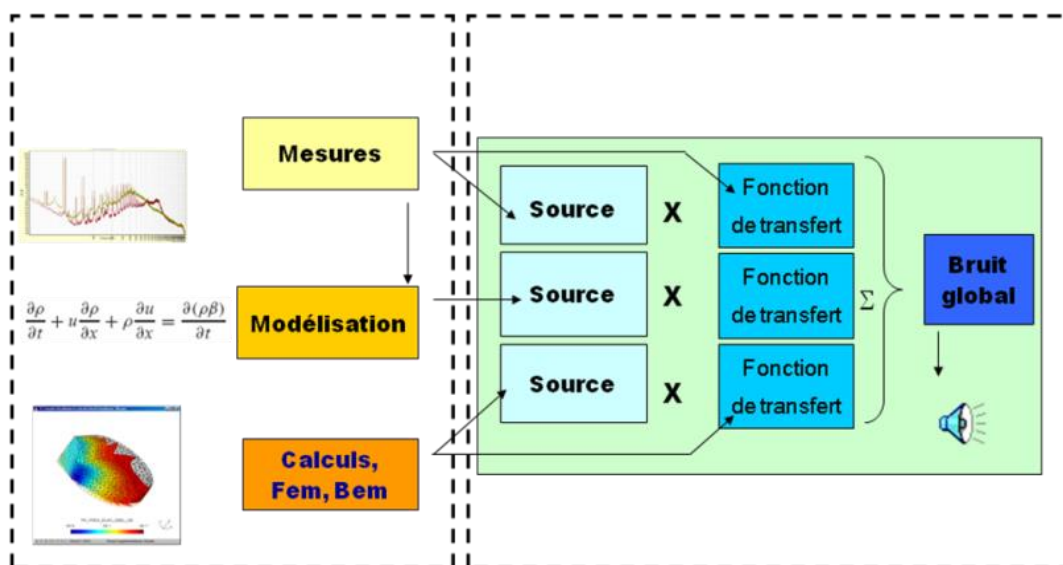


Figure 7: Synthèse vibroacoustique

La modélisation des composants actifs, vus comme des sources dans l'approche synthèse acoustique, est la plus complexe et plusieurs approches peuvent être envisagées:

- A partir d'une représentation morphologique de la pompe, impliquant une utilisation d'outil de CFD,
- A partir d'une approche expérimentale et d'une méthode inverse, permettant de caractériser la source en fonction des paramètres de fonctionnement (détermination des termes de la matrice d'impédance ou d'admittance).

La modélisation des composants passifs, vus comme des fonctions de transfert dans l'approche synthèse acoustique, est moins complexe mais nécessite une approche expérimentale de validation non

triviale. En fonction de leur place dans le circuit, certains composants devront être traités à la fois comme sources et fonctions de transfert.

Pour atteindre les objectifs du projet, les aspects suivants seront abordés :

- Etat des connaissances sur la détermination des matrices d'impédance ou d'admittance des différents composants à partir de leurs caractéristiques physiques,
- Etat des connaissances sur les solutions de traitement du signal pour le passage du domaine fréquentiel au temporel,
- Modélisation de composants prenant en compte les effets pulsatoires,
- Loi de propagation des ondes de pression dans les réseaux
- Analyse et modélisation des interactions entre les composants : approche géométrique en 2 dimensions
- Analyse critique et recalage des modèles à l'aide d'un volet expérimental

## Références

- [1] L. Zanetti Rocha, N. Johnston, and S. N. Y. Gerges, "Flow Ripple Reduction in Power Steering Hydraulic Pumps," *Fluid Power Motion Control*, 2010.
- [2] H. Baum, K. Becker, and A. Faßbender, "Hybrid Pump Model for 1D Hydraulic System Simulation," in *Hybrid Pump Model for 1D Hydraulic System Simulation*, 2014.
- [3] M. Soumelidis, D. N. Johnston, K. A. Edge, and D. G. Tilley, "A Comparative Study of Modelling Techniques for Laminar Flow Transients in Hydraulic Pipelines," in *6th JFPS international Symposium On Fluid Power*, 2005, pp. 100–105.
- [4] N. Johnston, "The Transmission Line Method for Modelling Laminar Flow of Liquid in Pipelines," vol. 226, no. 5, pp. 586–597, 2012.
- [5] G. Catania and S. Sorrentino, "Analysis of frequency-dependent friction in transient pipe flow using non-integer order derivative models."
- [6] B. Gustavsen, "Improving the pole relocating properties of vector fitting," *IEEE Trans. Power Deliv.*, vol. 21, no. 3, pp. 1587–1592, 2006.
- [7] B. Gustavsen and A. Semlyen, "Rational approximation of frequency domain responses by vector fitting," *IEEE Transactions on Power Delivery*, vol. 14, no. 3, pp. 1052–1059, 1999.
- [8] W. J. Book and C. Watson, "Alternatives in the generation of time domain models of fluid lines using frequency domain techniques," *Math. Comput. Simul.*, vol. 53, no. 4–6, pp. 353–365, 2000.
- [9] J. Lefèvre, "Conception Mécatronique Dans Une Démarche PLM: Analyse Multidisciplinaire De Composants Intégrés," 2013.